

## 船舶强度分析中的几个问题

邵文蛟

(上海双希海事发展有限公司)

郭爱宾

(中国船级社上海规范研究所)

**摘要** 提出在分析现代船舶强度问题时值得重视的几个方面:①整船强度分析;②船体总体翘曲;③疲劳强度;④破舱后总纵强度。采用大连理工大学开发的通用程序 JIFEX95 对 2 716 箱集装箱船进行了整船强度分析;作为算例,用薄壁梁有限元对一条 357 箱集装箱船进行了计算;在假定应力范围长期分布服从 Weibull 分布时,形状参数可取为  $\xi=1.2156-0.00133L$ 。对如何计算热点应力也进行了讨论,并用影响数法计算了破舱后的最大静水弯矩和剪力,它是事半功倍的。推荐了破舱强度分析的准则。

**关键词** 船体强度;疲劳分析;破舱强度  
中图法分类号 U 661.43

船舶, 强度.

## New Technologies for Ship Structural Analysis

Shao Wenjiao

Shanghai Double Hope Maritime Development CO., LTD., Shanghai, China

Guo Aibin

Shanghai Rules Research Institute, China Classification Society

**Abstract** The paper concentrates on four new technologies: (1) Global analysis of the whole structure. Finite element analyses of the global strength behavior of a 2 716 TEU container vessel is carried out by using general program JIFEX95 developed by Dalian University of Technology. (2) Torsional warping. By means of the thin-walled beam theory in conjunction with the finite element method a 357 TEU container vessel is calculated as a numerical example. (3) Fatigue strength. The shape parameter may be taken as  $\xi=1.2156-0.00133L$  ( $L$ —ship length) when the long term distribution of stress ranges is supposed to follow the Weibull distribution. How to calculate the hot spot stresses is also discussed. And (4) Longitudinal strength of hull girder in flooded conditions. The maximum still water bending moment and shearing force in the flooded condition are evaluated with the aid of influence numbers, by which we can get twice the result with half the effort. A criterion to analyse the flooding collapse is recommended.

**Key words** hull strength; fatigue analysis; strength of damaged ship

## 1 整船强度的有限元分析

按常规要求把船体视为等值梁来设计新型非常规和/或特大型船舶,在多数情况下被公认为不再合适。世界著名船级社都非常重视整船强度的有限元计算<sup>[1]</sup>。通过整船分析才能深入、正确了解实际船体受力情况。对新型和大型船舶制订建造规范和改进船舶设计,整船强度分析是必不可少的手段之一。

收稿日期:1998-04-05

邵文蛟:男,1937年生,博士,研究员。邮编:200011

用有限元方法分析整船强度,要解决模型建立和载荷生成等问题.采用大连理工大学研制的结构分析及优化设计有限元程序 JIFEX95 对 2 716 箱集装箱船进行了整船有限元强度分析,该船主尺度为:垂线间长 $\times$ 船宽 $\times$ 型深 $\times$ 吃水 $=224.0\text{ m}\times32.2\text{ m}\times18.6\text{ m}\times11.0\text{ m}$ . 船上有 6 个货舱,舱内放 7 层集装箱,甲板上放 4 层,船艏甲板上可摆放 4 排集装箱.除艏艉部分外的甲板结构采用高强度钢.主机功率 16 750 kW,设计航速 20.5 kn.

整船有限元计算模型见图 1.共用了 10 605 个节点,壳单元 18 708 个,梁单元 12 933 个和 6 个杆单元.共计算了 12 个工况,包括满载和压载在迎浪、斜浪和横浪(浪向角分别为  $180^\circ$ 、 $135^\circ$  和  $90^\circ$ ).波浪载荷是用大连理工大学造船系研制的 ShipLoad 计算后与自重/货载等一起直接加到计算模型的相应节点上.在程序 ShipLoad 中采用的是修正切片法理论.在波浪载荷的分析中,将船的整体运动近似为刚体运动,加上使船体保持平衡的惯性力后进行静力分析.对应超越概率  $10^{-8}$ .为计算最不利海况的载荷分布,取波长等于船长( $\lambda=L_{PP}$ ).分别将波峰置于船艏艉和船舫,作为最大中垂和最大中拱状态.为了消除刚体位移,在船艏和船艉额外加了 6 个作为约束的杆单元.在静水空载工况下,调平后的最大约束反力约为船体自重的 0.017%,其他工况下的最大约束反力不超过船体自重的 1.0%.

以所计算的工况 6 为例,它是压载时迎浪中拱状态.最大弯矩为  $4.940\ 8\text{ GN}\cdot\text{m}$ ,最大剪力为  $75.791\text{ MN}$ ,最小剪力为  $-71.837\text{ MN}$ ,它们所在位置距离艏柱的  $x$  坐标为  $116.2\text{ m}$ 、 $65.6\text{ m}$  和  $155.2\text{ m}$ .位移放大后的整船变形图见图 2.最大挠度为  $492.2\text{ mm}$ ,最大纵向拉应力为  $280.0\text{ MPa}$ ,最大剪应力为  $58.40\text{ MPa}$ .

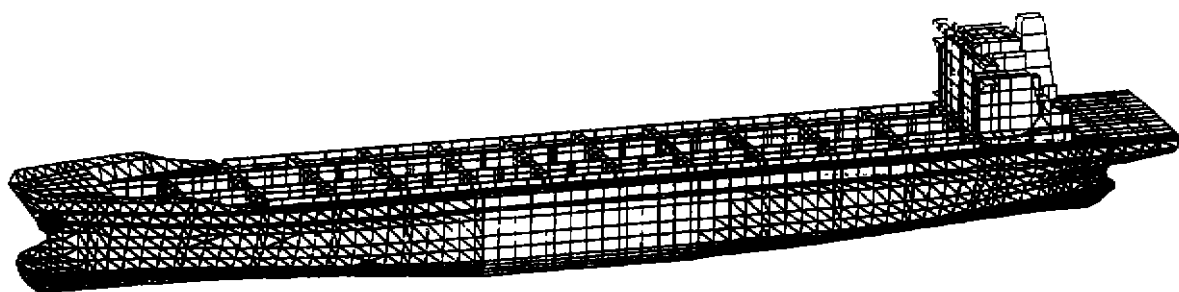


图 1 整船有限元计算模型

Fig.1 Global FEA model



图 2 位移放大后的整船变形图

Fig.2 Magnified displacement of global vessel

## 2 船体在波浪中受到扭矩和由扭矩引起的翘曲应力及变形

对于抗扭能力较差的船舶,了解船体对扭矩的响应是有意义的.从设计这种船的角度讲,扭矩引起的翘曲应力会增加法向应力,开口处大的对角变形以及角隅的应力集中加大而引发裂缝等.目前用于船体梁扭转强度分析的方法有结合迁移矩阵法的薄壁梁理论<sup>[2,3]</sup>,也有用薄壁梁有限元进行计算<sup>[4,5]</sup>的.

众所周知,迁移矩阵法是把一个两点边值问题化归一个初值问题<sup>[6]</sup>(又称一点边值问题).解船体梁扭转问题,可以通过薄壁梁抗扭的翘曲微分方程来建立跨间矩阵,再通过节点位移连续条件、力的平衡条件及旁部材构件的内力-位移关系求出节点矩阵.有了跨间矩阵和节点矩阵,再根据结构情况写出状态矢量和边界条件矩阵,就可按标准格式求出各段未知量<sup>[7]</sup>.对于受约束扭转的薄壁梁,其梁端的状态

矢量为

$$V = [\theta_x \quad \mu \quad M_T \quad M_b]^T \quad (1)$$

式中:  $\theta_x$  为扭转角;  $\mu$  为翘曲函数;  $M_T$  和  $M_b$  分别为总扭矩和双力矩. 船体在水平弯曲时其剖面不对称, 所以会发生水平弯曲与扭转耦合问题. 文献[4]推导了计及水平弯曲时剪切作用的弯扭耦合微分方程, 这样求得的梁元刚度矩阵为  $7 \times 7$ , 因为除了通常三个方向位移、三个方向转角外还有与双力矩有关的翘曲函数. 简单算例表示考虑耦合与不考虑耦合翘曲正应力  $\sigma_x$  可差 12%, 翘曲剪应力差 11.7%.

以 357 箱集装箱船为例进行了薄壁梁有限元模型的船体结构的动静分析. 该船主尺度: 两柱间船长  $\times$  船宽  $\times$  型深  $\times$  吃水 = 103.0 m  $\times$  19.0 m  $\times$  8.5 m  $\times$  6.5 m, 服务航速 = 14 kn. 计算的力学模型和部分结果见图 3 和图 4.

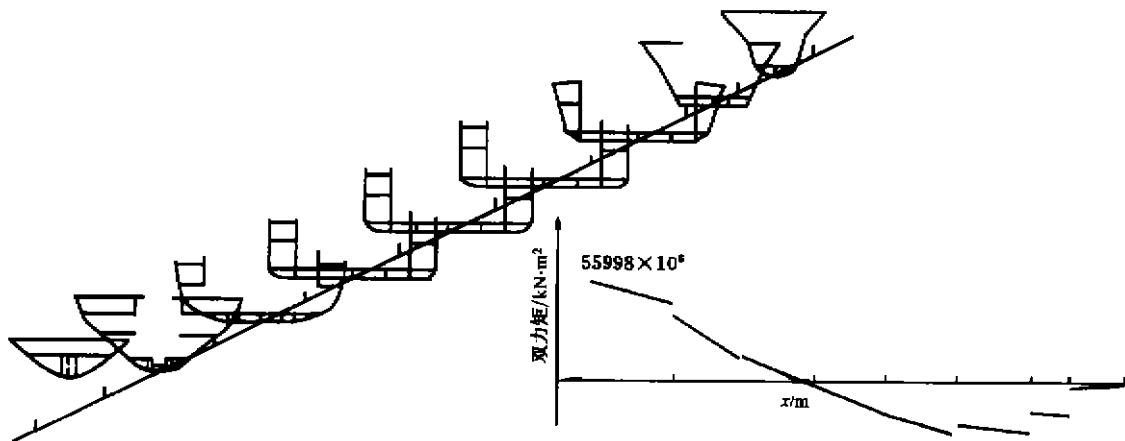


图 3 357 箱集装箱船的计算模型  
Fig. 3 Analysis model of a 357 TEU container vessel

图 4 沿船长的双力矩  
Fig. 4 Longitudinal bi-moment

### 3 疲劳强度

疲劳的基本特点是发生在不足以引起即刻破坏的荷重作用下, 经多次交变载荷循环作用后, 一般疲劳可定义为在波动的应力和应变下材料遭破损的循环累积过程.

船舶在波浪中航行, 装载情况常常变化, 使船舶构件长期处于交变应力状态下, 这种变化载荷周期的累积效应造成疲劳破坏. 长期来, 船舶疲劳断裂造成船舶修理工作的耗费巨大, 特别随着高强度钢在船体结构中越来越广泛被采用, 用屈服和极限应力较高的高强度钢制成的构件, 从强度角度可以承受较高应力, 但疲劳强度性能与屈服强度和极限强度几乎无关, 再考虑到较低屈服强度的钢材具有较好的可焊性, 所以, 船舶结构的疲劳强度问题已是确保船体结构安全可靠所必须考虑的重要问题之一.

日本在 80 年代以后建造的一些超大型油轮、各国造的集装箱船和散货船都发生过一些裂缝. 所以在介绍集装箱船设计的文章中往往把疲劳分析作为重要内容之一<sup>[8]</sup>. 对集装箱船而言, 疲劳破坏较多发生在舷侧和船底纵桁或纵骨与横框架、横舱壁等连接处; 上甲板板与加强筋对接处; 舱口角隅弯曲处; 焊在上甲板上作为集装箱托架的支撑构件等. 例如 SL-7 型集装箱船(两柱间长 268.38 m, 船宽 32.10 m, 吃水 9.14 m), 几条姐妹船均在 No. 1、2 货舱舱口角隅发生裂缝.

至今研究疲劳断裂问题有两种方法<sup>[9,10]</sup>,

(1) 断裂力学方法. 因为结构或零部件中都有裂纹或类裂纹的缺陷存在. 当作用有正应力时, 在裂纹尖端附近产生应力场. 这个应力场, 可以用叫做应力强度因子  $K$  的参量来描述. 当它达到临界值  $K_c$  时就发生脆断. 如果应力强度因子的合理表达式及材料的断裂韧性已知, 就可以算出最大允许应力, 或算出使构件或零部件产生破坏的临界裂纹尺寸. 这是从韧性(抗脆断的能力)考虑, 是属于断裂力学的设计方法. 但对船体这样较复杂的结构, 直接用断裂力学概念解决船体结构疲劳断裂问题, 研究得还不深入, 主要用于结合检验结果评估船舶安全以及在确保船舶满足预先给定的安全指标下安排下次检验日期等.

(2)  $S-N$  曲线法. 通过试验求出适合各种结构类型的  $S-N$  曲线, 结合 Palmgren-Miner 累积公式计算结构的疲劳寿命, 或当使用时间已知时求其相应的许用应力幅度. 目前, 船舶和海洋工程结构的疲劳强度分析中, 在计算疲劳寿命时用这一方法较普遍.

用  $S-N$  曲线, 结合 Palmgren-Miner 公式分析构件疲劳强度问题, 需要解决下列问题: ①作用在构件上的外载荷; ②确定选用什么应力幅度; ③与所选定应力幅度对应的  $S-N$  曲线; ④船舶在一生营运中的周期数; ⑤各种因素对疲劳强度的影响.

外载荷应该是可能遇到的最大载荷, 但这不等于简单地将各种极限载荷加在一起, 特别是需要考虑的载荷很多, 而所有的载荷不可能同时发生最大. 一般对船舶纵向构件计算疲劳寿命时, 需要将垂向弯矩、水平弯矩和扭矩加上船体外面的动压力和由运动引起的内压力(例货、压载水等).

要精确求出船体构件上的实际应力范围不那么容易. 为了简化疲劳分析, 通常假设船体纵向构件上的应力范围服从 Weibull 分布, 并已被一些实船应力测试结果所证实. 进一步研究表明, 不同船型、不同主尺度以及在不同位置上构件的应力范围所服从的 Weibull 分布, 其形状参数  $\xi$  是不同的. 为便于计算, 又假定形状参数  $\xi$  仅与船长  $L$  有关.

选用 15 条各种类型船(船长从 99 m 到 336 m)进行分析, 回归得到 Weibull 分布的形状参数  $\xi$  与船长  $L$  的关系为<sup>[8]</sup>  $\xi = 1.2156 - 0.00133L$ . 与其他公式的比较见图 5.

采用结构的热点应力, 再结合  $S-N$  曲线中的相应曲线. 热点应力要计算应力集中系数. 这在有限元法计算中也是大家感兴趣的问题.

为了得到较符合实际的应力集中系数, 采用不同类型单元和网格尺寸对 T 型和十字型焊接接头进行了分析计算, 再与文献中计算结果和实验数据比较, 推荐用下列方法计算热点应力<sup>[11]</sup>:

(1) 单元网格尺寸取  $t \times t$ ,  $t$  是所计算结构的板厚;

(2) 如用壳单元计算, 则取距焊趾  $t/2$  和  $3t/2$  处的应力值, 连直线外推至焊趾处, 其应力为热点应力; 如用块单元则取距焊趾  $t$  和  $2t$  处应力连直线外推.

图 6 为用壳单元时外推求热点应力的示意图. 根据分析和文献中报道, 取  $0.5 \times 10^8$  作为船舶一生中周期数是合适的. 船体构件是否有腐蚀条件下工作对疲劳寿命当然也有很大影响. 其他如平均应力、板厚等影响也在疲劳分析程序中考虑了, 这里不再详细介绍.

集装箱船发生裂缝的例子已不少. 如某集装箱船, 它的主要尺度为: 两柱间船长  $L_{PP} = 224.5$  m, 船宽  $B = 32.2$  m, 型深  $D = 18.8$  m, 设计吃水  $T_d = 11.0$  m, 最大吃水  $T_{max} = 12.0$  m, 航速  $v = 20.5$  kn. 出厂后航行不到一年, 上甲板与外侧舱口围板的连接焊缝于舱口角隅附近多处开裂. 显然, 除了与焊缝质量有关外, 与舱口角隅附近往往出现高应力区有关.

影响结构疲劳寿命的许多因素都具有不确定性, 故对结构的疲劳寿命预测、安全性评估以及在保证结构具有预先给定可靠度情况下安排检测或维修计划等, 都需要从概率角度来考虑, 才能更好反映实际情况. 此外, 载荷泄泄(load shedding)是如何影响裂纹扩展等问题也应给予重视.

#### 4 破舱后的总纵强度

为了使破舱后船体仍有足够强度到达最近的目的地, 不使生命和财产遭到更大损失, 需要研究破舱

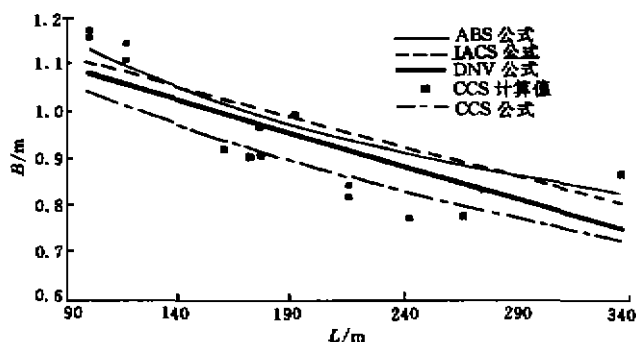


图 5 形状参数  $\xi$  与船长  $L$  的关系

Fig. 5 Relationship between shape parameter  $\xi$  and ship length  $L$

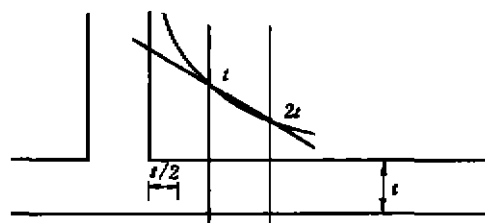


图 6 用壳单元时外推求热点应力的示意图

Fig. 6 Extrapolation to get hotspot stress using shell element (sketch map)

后的船体总纵强度. 破舱后的船体总纵强度问题包括: ①求出破舱后船舶最危险静水弯矩和剪力; ②提出破舱后判断强度的准则.

为了求破舱后的最危险静水弯矩和剪力, 最简单和直观的方法是把各种可能发生破损的舱(包括有可能两舱同时进水)的工况全部列出, 再逐一进行计算, 将结果比较后求得最大弯矩和最大剪力. 显然这种方法会使人感到“烦”和效率不高, 尤其当船的舱室较多时.

文献[12]在用线性规划求船舶静水弯矩极值和剪力极值时曾用了影响数概念. 以剪力影响数  $n(\xi, x)$  为例, 其物理意义是在  $\xi$  处作用一单位力, 在  $x$  截面处产生的剪力. 利用弯矩影响数和剪力影响数可以非常方便和有效地求得破舱后的最大静水弯矩和最大静水剪力, 做到事半功倍. 文献[13]用影响数概念计算了两条船的破舱最大静水弯矩和剪力, 例题表明这种计算方法既直观又简单.

因为进水对船舶一生营运来讲属偶然事件, 且发生后一般都尽快进行修理, 进水后极限状态主要是会不会弯断, 可以用极限强度作为破损准则. 所以用横截面余度是合适的<sup>[14]</sup>,  $B_c = M_v / M_{CR}$ . 其中:  $M_v$  为极限破坏弯矩;  $M_{CR}$  为决定船体横截面最后破坏开始的弯矩, 它等于板条破坏应力  $\sigma_v$  乘以剖面模数  $W$ . 例如受压的板条, 若其屈曲应力小于屈服应力, 取其屈曲应力为破坏应力. 显然  $B_c$  与船舶的尺度、船长与型深之比以及决定破坏发生的受压板条的局部结构布置等有关. 5 条实船计算结果表明,  $B_c$  在 1.084 ~ 1.303. 应该指出, 中垂(甲板受压)和中拱(船底受压)的  $B_c$  是不一样的. 一般中拱的  $B_c$  较大, 这是因为计算的船都有双层底, 而双层底结构的剩余余度比较大.

## 5 结 语

随着船舶向大型化和新型化发展, 很多船舶结构力学问题在考虑方法上与以往有些不同. 需要对新的问题进行探讨. 本文提出的整船强度分析、由扭矩引起的翘曲、疲劳分析和破舱后强度问题均属值得引起重视的问题. 在制定有关设计标准前需要深入研究. 而可以计及不确定因素影响的可靠性分析和模糊可靠性分析也很重要, 离开它们无法真实地反映结构的安全性, 同样需要投入力量从事研究.

## 参 考 文 献

- 1 Valsgaard S, Svensen T E, Thorkildsen H. Computational ship analysis of container vessels. SNAME Annual Meeting, Washington, DC, 1995.
- 2 Haslum K, Tonnessen A. An analysis of torsion in ship hulls. European Shipbuild, 1972, (5/6): 67~90
- 3 Shao W J, Jin Y L. Reliability analysis of torsional strength on ship hulls by means of stochastic transfer matrix method. Proceeding of ISOPE, Singapore, 1993.
- 4 胡毓仁, 陈伯真. 船体薄壁梁水平弯曲与扭转耦合响应及计算程序. 第四届船舶结构应力分析学术讨论会论文集, 厦门, 1986. 66~76
- 5 Gunnlaugsson C A, Pedersen P T. A finite element formulation for beams with thin walled cross-section. Computers & Structures, 1982, 15(6): 691~699
- 6 马广宗, 邵文蛟, 茅人杰. 应用 Riccati 迁移矩阵法计算船舶总振动. 船舶设计通讯, 1979, (1): 39~46
- 7 邵文蛟. 有限元法分析船舶局部强度(一). 船舶运输研究(船体专集), 1973, 7(1): 12~39
- 8 Asmussen I, Fricke W, Wittenberg L. Prediction of strength, vibrations and noise in ship using the finite element method. Proceedings of New S-Tec, Shanghai, China, 1994.
- 9 Almar-Naess A. Fatigue Handbook. TAPIR, 1985.
- 10 徐 灏. 疲劳强度设计. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- 11 CCS. 热点应力报告. 中国船级社上海规范研究所, 1997.
- 12 邵文蛟. 用线性规划求船舶静水弯矩极值和剪力极值. 中国造船, 1981, (3): 46~54
- 13 邵文蛟. 破舱情况下总纵强度分析. 中国造船, 1997, (1): 66~72
- 14 Valsgaard S. Ultimate hull girder strength margins and present class requirements. Proceeding of Marine Structural Inspection, Maintenance and Monitoring, Arlington Virginia, 1991.